

## ⑫ 公開特許公報(A) 平3-89058

⑤ Int. Cl.<sup>5</sup>F 16 H 39/14  
F 04 B 1/20

識別記号

庁内整理番号

8917-3J  
7613-3H

④ 公開 平成3年(1991)4月15日

審査請求 未請求 請求項の数 1 (全10頁)

⑥ 発明の名称 静油圧式無段変速機

⑪ 特 願 平1-225679

⑫ 出 願 平1(1989)8月31日

⑬ 発 明 者 中 島 芳 浩 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内  
 ⑭ 発 明 者 林 勉 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内  
 ⑮ 発 明 者 齋 藤 充 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内  
 ⑯ 出 願 人 本田技研工業株式会社 東京都港区南青山2丁目1番1号  
 ⑰ 代 理 人 弁理士 落 合 健 外1名

## 明 細 書

## 1. 発明の名称

静油圧式無段変速機

## 2. 特許請求の範囲

斜板式油圧ポンプのポンプシリンダと、斜板式油圧モータのモータシリンダとを伝動軸上で互いに一体に連結してシリンダブロックを構成し、このシリンダブロックには、ポンプシリンダのシリンダ孔群とモータシリンダのシリンダ孔群との間で伝動軸を圍繞する内側油路と、この内側油路を圍繞する外側油路とを形成すると共に、ポンプシリンダの各シリンダ孔に連なるポンプポートを内側及び外側油路に交互に連通させる多数の第1分配弁と、モータシリンダの各シリンダ孔に連なるモータポートを内側及び外側油路に交互に連通させる多数の第2分配弁とをそれぞれ放射状に配設し、これら第1、第2分配弁をそれぞれ作動する

第1、第2弁作動装置をシリンダブロックの外周に配設した、静油圧式無段変速機において、

モータシリンダの各シリンダ孔をポンプシリンダの各シリンダ孔より大径に形成すると共に、モータシリンダのシリンダ孔群のピッチ円をポンプシリンダのシリンダ孔群のピッチ円よりも大きくする一方、ポンプポート群及びモータポート群のピッチ円を互いに略等しくすべく各モータポートを対応するシリンダ孔の中心よりシリンダブロック中心側へ偏心して配置したことを特徴とする、静油圧式無段変速機。

## 3. 発明の詳細な説明

## A. 発明の目的

## (1) 産業上の利用分野

本発明は、斜板式油圧ポンプのポンプシリンダと、斜板式油圧モータのモータシリンダとを伝動軸上で互いに一体に連結してシリンダブロックを構成し、このシリンダブロックには、ポンプシリンダのシリンダ孔群とモータシリンダのシリンダ孔群との間で伝動軸を圍繞する内側油路と、この内側油路を圍繞する外側油路とを形成すると共に、ポンプシリンダの各シリンダ孔に連なるポンプポートを内側及び外側油路に交互に連通させる多数の第1分配弁と、モータシリンダの各シリンダ孔に連なるモータポートを内側及び外側油路に交互に連通させる多数の第2分配弁とをそれぞれ放射状に配設し、これら第1、第2分配弁をそれぞれ作動する第1、第2弁作動装置をシリンダブロッ

過ぎるかして、強度上やコンパクト化の上で不利となる。

本発明は、かかる事情に鑑みてなされたもので、油圧モータの容量増加を図りつつ、強度不足無くコンパクトに構成し得る前記静油圧式無段変速機を提供することを目的とする。

## B. 発明の構成

## (1) 課題を解決するための手段

上記目的を達成するために、本発明は、モータシリンダの各シリンダ孔をポンプシリンダの各シリンダ孔より大径に形成すると共に、モータシリンダのシリンダ孔群のピッチ円をポンプシリンダのシリンダ孔群のピッチ円よりも大きくする一方、ポンプポート群及びモータポート群のピッチ円を互いに略等しくすべく各モータポートを対応するシリンダ孔の中心よりシリンダブロック中心側へ偏心して配置したことを特徴とする。

クの外周に配設した、静油圧式無段変速機に関する。

## (2) 従来の技術

この種の静油圧式無段変速機は、例えば特開昭64-79469号公報に開示されているように既に知られている。上記公報に開示されたものは、ポンプシリンダ及びモータシリンダの各シリンダを互いに同径に形成すると共に、両者のシリンダ孔群のピッチ円を同径にしてシリンダブロックを極力小径に形成している。

## (3) 発明が解決しようとする課題

ところが、モータシリンダのシリンダ孔をポンプシリンダのそれよりも大径にして油圧モータの容量増加を図ろうとする場合、従来通り両者のシリンダ孔群のピッチ円を同径にすると、モータシリンダのシリンダ孔間隔壁が薄くなり過ぎるか、ポンプシリンダのシリンダ孔間の隔壁が厚くなり

## (2) 作用

上記構成によれば、モータシリンダのシリンダ孔をポンプシリンダのシリンダ孔より大径に形成するも、前者のシリンダ孔群のピッチ円を後者のシリンダ孔群のピッチ円より大きくしたことにより、各シリンダ孔間の隔壁に通正な厚さを与えることができる。

しかも、各モータポートを対応するシリンダ孔の中心よりシリンダブロックの中心側へ偏心させて、モータポート群のピッチ円をポンプポート群のピッチ円と略同径にしたので、内側及び外側油路をシリンダブロックの中心側へ極力近づけることができ、その結果、シリンダブロック及び第1、第2弁駆動手段の大径化を最小限に抑えることができる。

## (3) 実施例

以下、図面により本発明の一実施例について説

明する。

先ず第1図において、自動二輪車用のパワユニットUは、エンジンE及び静油圧式無段変速機Tとからなっており、エンジンEのクランク軸1及び無段変速機Tは共通のケーシング4に収容されて支持される。

無段変速機Tは、ケーシング4の中間壁にボールベアリング6を介して回転自在に支承される入力筒軸5及びこれに圍繞される伝動軸としての出力軸31を有し、これらはクランク軸1と平行に配置される。クランク軸1は1次伝動装置R、及び1次トルクダンパD、を介して入力筒軸5を駆動し、出力軸31は2次伝動装置R、2次トルクダンパD、及びプロペラ軸3を介して自動二輪車の後輪(図示せず)を駆動する。

第2図において、前記無段変速機Tは定容量型の斜板式油圧ポンプP及び可変容量型の斜板式油

リング12はポンプ斜板10に調心作用を与えるように構成される。

而して、ポンプ斜板10は、入力筒軸5の回転時、ポンプブランジヤ9、9…に往復動を与えて吸入及び吐出行程を繰返させることができる。

一方、油圧モータMは、ポンプシリンダ7と同軸上でその左方に配置されるモータシリンダ17と、このモータシリンダ17にその回転軸線を囲むように設けられた環状配列の、前記シリンダ孔8、8…と同数のシリンダ孔18、18…にそれぞれ摺合される多数のモータブランジヤ19、19…と、これらモータブランジヤ19、19…の外端に前面を当接させるモータ斜板20と、このモータ斜板20をアンギュラコンタクトベアリング14及びラジアルボールベアリング15を介して支承するモータ斜板ホルダ22と、更にこのモータ斜板ホルダ22の背面を支承するモータ斜板

圧モータMからなっている。

油圧ポンプPは、前記入力筒軸5の左端に連なる筒状の第1シリンダホルダ16の内周壁にボールベアリング11を介して相対回転自在に支承されるポンプシリンダ7と、このポンプシリンダ7にその回転軸線を囲むように設けられた環状配列の多数且つ奇数(図示例では9本)のシリンダ孔8、8…にそれぞれ摺合される多数のポンプブランジヤ9、9…と、これらポンプブランジヤ9、9…の外端に前面を当接させるポンプ斜板10とから構成され、このポンプ斜板10は、これをポンプシリンダ7の軸線と直交する仮想トラニオン軸線O<sub>1</sub>を中心にしてポンプシリンダ7の軸線に対し一定角度傾斜させた状態に保持すべく、アンギュラコンタクトベアリング12及びラジアルボールベアリング13を介して入力筒軸5に回転自在に支承される。上記アンギュラコンタクトベア

ンカ23とから構成される。

この油圧モータMは、最大容量が前記油圧ポンプPよりも大となるように、シリンダ孔18及びモータブランジヤ19が油圧ポンプPのそれよりも大径に形成される。

モータ斜板ホルダ22及びモータ斜板アンカ23の対向面f<sub>1</sub>、f<sub>2</sub>は、モータシリンダ17の軸線とトラニオン軸線O<sub>2</sub>との交点を中心とする球面に形成される。

また、モータ斜板ホルダ22は、モータシリンダ17の回転軸線と直交するトラニオン軸線O<sub>2</sub>上に配置される一対のトラニオン軸22a、22aを両端に一体に備え、これらはモータ斜板アンカ23に回転可能に支承される。

前記アンギュラコンタクトベアリング14はモータ斜板ホルダ22と協働してモータ斜板20に調心作用を与えるように構成される。

モータ斜板アンカ23はケーシング4の左側壁にボルト21(第1図)で固着される。このモータ斜板アンカ23の右端には筒状の第2シリンダホルダ24がボルト32で固着されており、この第2シリンダホルダ24はボールベアリング26を介してモータシリンダ17の外周面を回転自在に支承する。

モータ斜板20は、モータシリンダ17の軸線に対し直角となる直立位置と、或る角度で傾倒する最大傾斜位置との間をモータ斜板ホルダ22の回転によって移動するようになっており、その傾斜状態では、モータシリンダ17の回転に伴いモータプランジ+19、19…に往復動を与えて膨脹及び収縮行程を繰返させることができる。

モータ斜板ホルダ22の側には、トラニオン軸線Oと直交する方向へ延びる作動腕25が固設されており、モータ斜板20の傾斜角度を制御

する変速制御装置27がこの作動腕25に連結される。

ポンプシリンダ7及びモータシリンダ17は相互に一体に結合されてシリンダブロックBを構成し、このシリンダブロックBの中心部には出力軸31を貫通させる。そして、この出力軸31の外周に形成されたフランジ31aに環状の油路形成体35を介してモータシリンダ17の外端を銜合し、また同外周に係止されたストッパ環28にポンプシリンダ7の外端を銜合すると共に、シリンダブロックB(図示例ではポンプシリンダ7)を出力軸31にスプライン嵌合することにより、シリンダブロックBは出力軸31に固着される。

出力軸31の右端部はポンプ斜板10を貫通して入力筒軸5の外方まで延び、そしてポンプ斜板10の外方でアンギュラコンタクトベアリング29を介して入力筒軸5に回転自在に支承される。

出力軸31の左端部はモータ斜板20、モータ斜板ホルダ22及びモータ斜板アンカ23を貫通するように延び、そしてアンギュラコンタクトベアリング30を介してモータ斜板アンカ23に回転自在に支承される。

こうして無段変速機Tは、入力筒軸5から出力軸31までの構成部材が1個の組立体に組立てられ、その入力筒軸5及び出力軸31は、第1図に示すように各右端部において、前記1次トルクダンパD<sub>1</sub>の出力部材及び前記2次トルクダンパD<sub>2</sub>の入力部材にそれぞれスプライン結合される。

ポンプ斜板10をポンプシリンダ7と同期的に回転させるために、ポンプ斜板10には、対応するポンププランジ+9の球状端部9aに係合する球状凹部10aが形成される。

また、モータ斜板20をモータシリンダ17と同期的に回転させるために、モータ斜板20には、

対応するモータプランジ+19の球状端部19aに係合する球状凹部20aが形成される。

前記球状凹部10a、20aは、いずれも対応する前記球状端部9a、19aの半径より大なる半径をもって形成されていて、如何なる位置においても球状端部9a、19aとの係合状態が確保されるようになっている。

第3図において、シリンダブロックBには、ポンプシリンダ7のシリンダ孔8群とモータシリンダ17のシリンダ孔18群との間において、出力軸31を中心にして同心に並ぶ環状の内側油路52及び外側油路53と、両油路52、53間の環状隔壁及び外側油路53の外周壁を放射状に貫通する、シリンダ孔8、8…及び18、18…とそれぞれ同数の第1弁孔54、54…及び第2弁孔55、55…と、相隣るシリンダ孔8、8…及び第1弁孔54、54…を相互に連通するポンプボ

ートa, a…と、相隣るシリンダ孔18, 18…及び第2弁孔55, 55…を相互に連通する多数のモータポートb, b…とが設けられる。

以上において、油圧ポンプPのシリンダ孔8群及び油圧モータMのシリンダ孔18群は前者のピッチ円よりも後者のピッチ円の方が大径となるように配列され(即ち $d_1 < d_2$ )、且つポンプポートa群及びモータポートb群は、それぞれのピッチ円が略同径となるように配列される(即ち $d_1 \approx d_2$ 、図示例では $d_1$ が $d_2$ より若干大径となっている)。このようなポート群の配列を得るために、油圧ポンプP側では各対応するシリンダ孔8及びポンプポートaは同軸に配置される一方、油圧モータM側では各シリンダ孔18に対して対応するモータポートbをシリンダブロックBの中心側へ偏心して配置される。

前記内側油路52は、シリンダブロックBの内

6の内端に一体に建設され、第3図に示すように仮想トラニオン軸線O<sub>1</sub>に沿って出力軸31の中心から所定距離 $e_1$ 偏心した位置に配置される。

而して、入力筒軸5とポンプシリンダ7間に相対回転が生じると、各第1分配弁61は、第1偏心輪63により第1弁孔54において偏心量 $e_1$ の2倍の距離をストロークとしてポンプシリンダ7の半径方向内方位置及び外方位置間を往復動される。そして、第3図に示すように、油圧ポンプPの吐出領域Dでは、第1分配弁61は前記内方位置側を移動して、対応するポンプポートaを外側油路53に連通すると共に内側油路52と不通にし、吐出行程中のポンププランジャ9によりシリンダ孔8から外側油路53へ作動油が圧送され、また吸入領域Sでは、第1分配弁61は前記外方位置側を移動して、対応するポンプポートaを内側油路52に連通すると共に外側油路53と不通

周面に環状溝として形成され、その開放面は出力軸31の外周面により閉じられる。

前記第1弁孔54, 54…にはスプール型の第1分配弁61, 61…が、また前記第2弁孔55, 55…には同じくスプール型の第2分配弁62, 62…がそれぞれ摺合される。そして、第1分配弁61, 61…の外端にはそれを囲む第1弁作動装置としての第1偏心輪63が、また第2分配弁62, 62…の外端にはそれらを囲む第2弁作動装置としての第2偏心輪64がそれぞれボールベアリング65, 66を介して係合され、それらの係合を強制するために、第1分配弁61, 61…の外端部は第1偏心輪63と同心関係の第1強制輪67により相互に連結され、また第2分配弁62, 62…の外端部は第2偏心輪64と同心関係の第2強制輪68により相互に連結される。

第1偏心輪63は、前記第1シリンダホルダ1

にし、吸入行程中のポンププランジャ9により内側油路52からシリンダ孔8に作動油が吸入される。

前記第2偏心輪64は、前記第2シリンダホルダ24の内端に連結され、第4図に示すように、トラニオン軸線O<sub>2</sub>に沿って出力軸31の中心から所定距離 $e_2$ 偏心した位置に配置される。

而して、モータシリンダ17が回転すると、各第2分配弁62は、第2偏心輪64により第2弁孔55において偏心量 $e_2$ の2倍の距離をストロークとしてモータシリンダ17の半径方向内方位置及び外方位置間を往復動される。そして、油圧モータMの膨脹領域Exでは、第2分配弁62は前記内方位置側を移動して、対応するモータポートbを外側油路53に連通すると共に内側油路52を不通にし、外側油路53から膨脹行程中のモータプランジャ19のシリンダ孔18に高圧の作

動油が供給され、また収縮領域Shでは、第2分配弁62は前記外方位置側を移動して、対応するモータポートbを内側油路52に連通すると共に外側油路53と不通にし、収縮行程中のモータブランジャ19のシリンダ孔18から内側油路52へ作動油が排出される。

再び第2図において、出力軸31の左端部には、それに嵌装された一对の第1、第2弁筒40、41と端板42とにより油室43が画成される。この油室43は、一側において、エンジンEにより駆動される補給ポンプ44(第1図参照)の吐出側と連通し、他側においては、第1弁筒40及び出力軸31内の低圧油路45を介して前記内側油路52と連通、また第2弁筒41及び出力軸31内の高圧油路46を介して前記外側油路53とも連通する。

第1、第2弁筒40、41には第1、第2逆止

のシリンダ孔18から内側油路52へ作動油が排出される。

この間に、ポンプシリンダ7が吐出行程のポンプブランジャ9を介してポンプ斜板10から受ける反動トルクと、モータシリンダ17が膨脹行程のモータブランジャ19を介してモータ斜板20から受ける反動トルクとの和によって、シリンダブロックBは回転され、その回転トルクは出力軸31から2次減速装置3へ伝達される。

この場合、入力筒軸5に対する出力軸31の変速比は次式によって与えられる。

$$\text{変速比} = 1 + \frac{\text{油圧モータMの容量}}{\text{油圧ポンプPの容量}}$$

したがって、油圧モータMの容量を最大値から零に変えれば、変速比を最大値(ロー状態)から1(トップ状態)まで変えることができる。しかも、その油圧モータMの容量はモータブランジャ

弁47、48がそれぞれ収納されており、いずれの逆止弁も、油室43から対応する油路45、46への油の流れを許容し、それと反対の流れを阻止するようになっている。

次にこの実施例の作用について説明する。エンジンEにより油圧ポンプPの入力筒軸5を回転駆動すると、ポンプ斜板10によりポンプブランジャ9、9…に吐出及び吸入行程が交互に与えられる。

そしてポンプブランジャ9は、吐出領域Dを通過する間、シリンダ孔8から外側油路53に作動油を圧送し、また吸入領域Sを通過する間、内側油路52からシリンダ孔8に作動油を吸入する。

外側油路53に送られた高圧の作動油は、油圧モータMの膨脹領域Exに存するモータブランジャ19のシリンダ孔18に供給される一方、収縮領域Shに存するモータブランジャ19によりそ

19のストロークにより決定されるので、モータ斜板20の傾倒位置から直立位置まで傾動させることにより変速比を最大値から1まで無段階に制御することができる。

変速機Tの作動中、ポンプ斜板10はポンプブランジャ9、9…群から、またモータ斜板20はモータブランジャ19、19…群からそれぞれ反対方向のスラスト荷重を受けるが、ポンプ斜板10が受けるスラスト荷重はアンギュラコンタクトベアリング12、入力筒軸5及びアンギュラコンタクトベアリング29を介して出力軸31に支承され、またモータ斜板20が受けるスラスト荷重はアンギュラコンタクトベアリング14、モータ斜板ホルダ22、モータ斜板アンカ23及びアンギュラコンタクトベアリング30を介して出力軸31に支承される。したがって、上記スラスト荷重は、出力軸31に引張応力を生じさせるだけで、

該軸31を支持するケーシング4には全く作用しない。

この場合、モータ斜板ホルダ22及びモータ斜板アンカ23は、モータシリンダ17の軸線とトラニオン軸線O<sub>1</sub>との交点を中心とする球面f<sub>1</sub>、f<sub>2</sub>を対向させているので、これら球面の相互作用によりモータ斜板ホルダ22は調心機能を発揮する。その結果、モータ斜板ホルダ22は、トラニオン軸線O<sub>1</sub>周りにスムーズに回転し得、モータ斜板20の傾斜角度を容易に制御することができる。

また、油圧ポンプP及び油圧モータMにおいて、各斜板10、20は、対応するブランジャ9、19の球状端部9a、19a及びアングュラコンタクトベアリング12、14により、前後から調心作用を受け、更に外周をラジアルボールベアリング13、15で支承されるため、如何なる傾斜状

れる。

このような無段変速機Tにおいて、モータシリンダ17のシリンダ孔18をポンプシリンダ7のシリンダ孔8より大径に形成して、油圧モータMの最大容量を油圧ポンプPのそれより大きくしたので、モータ斜板20の最大傾斜時には大なる変速比を得ることができる。

その際、モータシリンダ17のシリンダ孔18群のピッチ円直径d<sub>1</sub>をポンプシリンダ7のシリンダ孔8群のピッチ円直径d<sub>2</sub>より大きくしたので両者7、17共、シリンダ孔8間及びシリンダ孔18間の各隔壁に適正な厚みを与えることができる。

しかも、各モータポートbを対応するシリンダ孔18の中心よりシリンダブロックBの中心側へ変位させて、モータポートb群のピッチ円直径d<sub>3</sub>をポンプポートa群のピッチ円直径d<sub>2</sub>と略同

態でも定位置を保ってシリンダブロックBと的確に同期回転をすることができる。

無段変速機Tのこのような運転状態では、内側及び外側油路52、53の圧力、即ち低圧及び高圧油路45、46の圧力により第1、第2逆止弁47、48は閉弁して低圧及び高圧油路45、46から補給ポンプ44側への作動油の逆流を阻止するが、通常の負荷運転時、油圧ポンプP及び油圧モータM間の油圧閉回路からの漏油に起因して低圧油路45の圧力が補給ポンプ44の吐出圧よりも低くなると、第1逆止弁40が開くので、補給ポンプ44の吐出油が低圧油路45を経て内側油路52へ補給される。また逆負荷運転時、前記油圧閉回路からの漏油に起因して高圧油路46の圧力が補給ポンプ44の吐出圧よりも低くなると、第2逆止弁48が開くので、補給ポンプ44の吐出油が高圧油路46を経て外側油路53へ補給さ

れる。内径にしたので、内側及び外側油路52、53をシリンダブロックBの中心側へ極力近づけることができる。その結果、シリンダブロックB及びそれを囲繞する第1、第2偏心輪63、64の大径化を最小限に抑えることができる。

尚、図示例では、第2偏心輪64の偏心量を固定にしたが、これを前記特開昭64-79469号公報記載のように可変にしてクラッチオフ、ロックアップ等のモード変換を行うようにしてもよい。

### C. 発明の効果

以上のように本発明によれば、モータシリンダのシリンダ孔をポンプシリンダのシリンダ孔より大径に形成するも、前者のシリンダ孔群のピッチ円を後者のシリンダ孔群のピッチ円より大径にしたので、両者のシリンダ孔間の隔壁に適正厚さを与え、シリンダブロックの耐久性を確保しつつ、軽

量化を図ることができる。

しかも、各モータポートを対応するシリンダ孔の中心よりシリンダブロックの中心側へ偏心させて、モータポート群のピッチ円をポンプポート群のピッチ円と略同径にしたので、内側及び外側油路をシリンダブロックの中心側へ極力近づけ、シリンダブロック及び第1、第2弁作動手段の径方向のコンパクト化を図ることができる。

#### 4. 図面の簡単な説明

図面は本発明の一実施例を示すもので、第1図は本発明の静油圧式無段変速機を備えた自動二輪車用パワーユニットの平面図、第2図は上記無段変速機の縦断面図、第3図及び第4図は第2図のⅢ-Ⅲ線及びⅣ-Ⅳ線断面図である。

B…シリンダブロック、M…油圧モータ、P…油圧ポンプ、T…無段変速機、a…ポンプポート、b…モータポート、 $d_1$ …ポンプシリンダのシリ

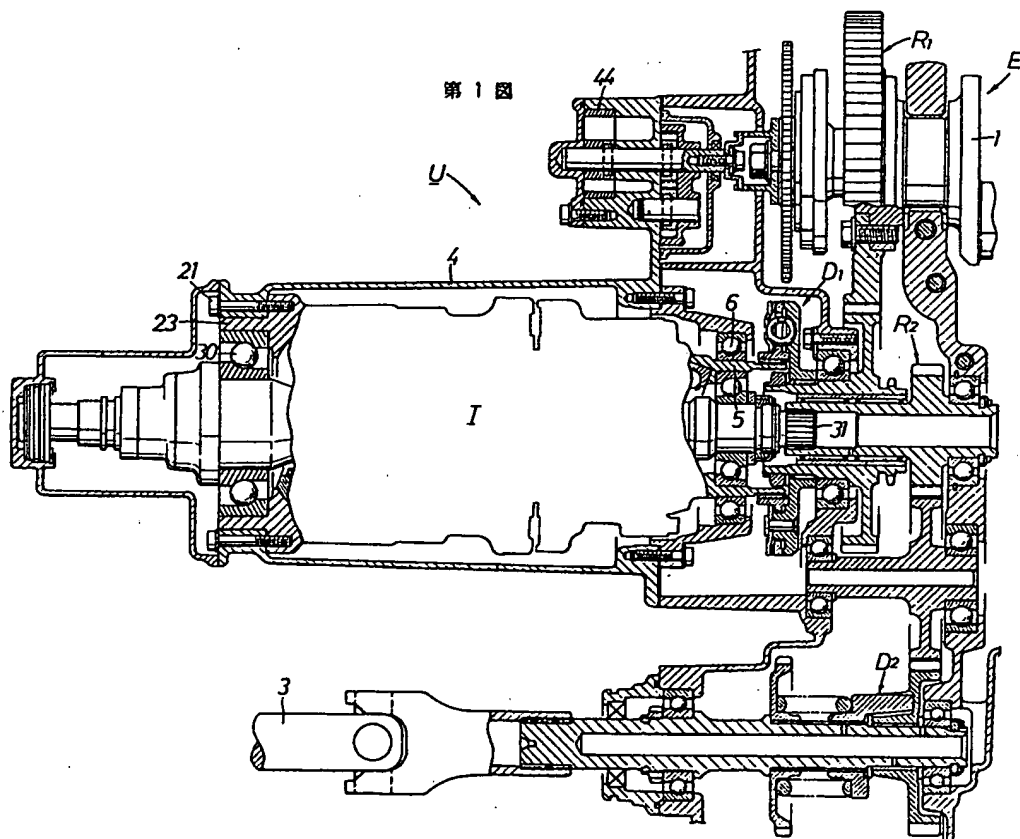
ンダ孔群ピッチ円の直径、 $d_2$ …モータポート群ピッチ円の直径、 $d_3$ …モータシリンダのシリンダ孔群ピッチ円の直径、 $d_4$ …モータポート群ピッチ円の直径

7…ポンプシリンダ、8…シリンダ孔、9…ポンププランジャ、17…モータシリンダ、18…シリンダ孔、19…モータプランジャ、31…伝動軸としての出力軸、52…内側油路、53…外側油路、61…第1分配弁、62…第2分配弁、63…第1弁作動装置としての第1偏心輪、64…第2弁作動装置としての第2偏心輪

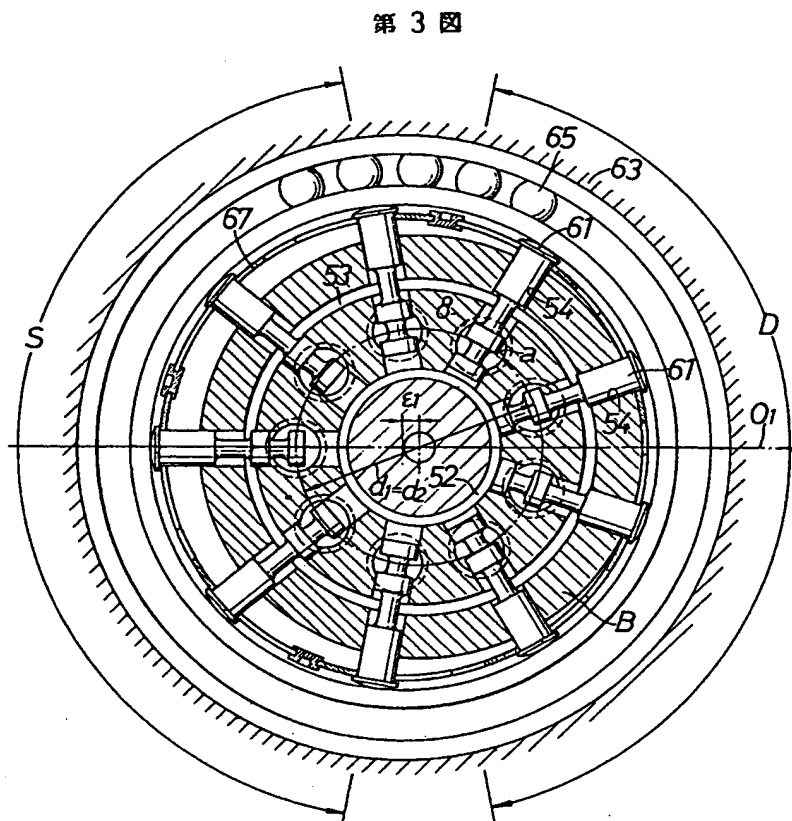
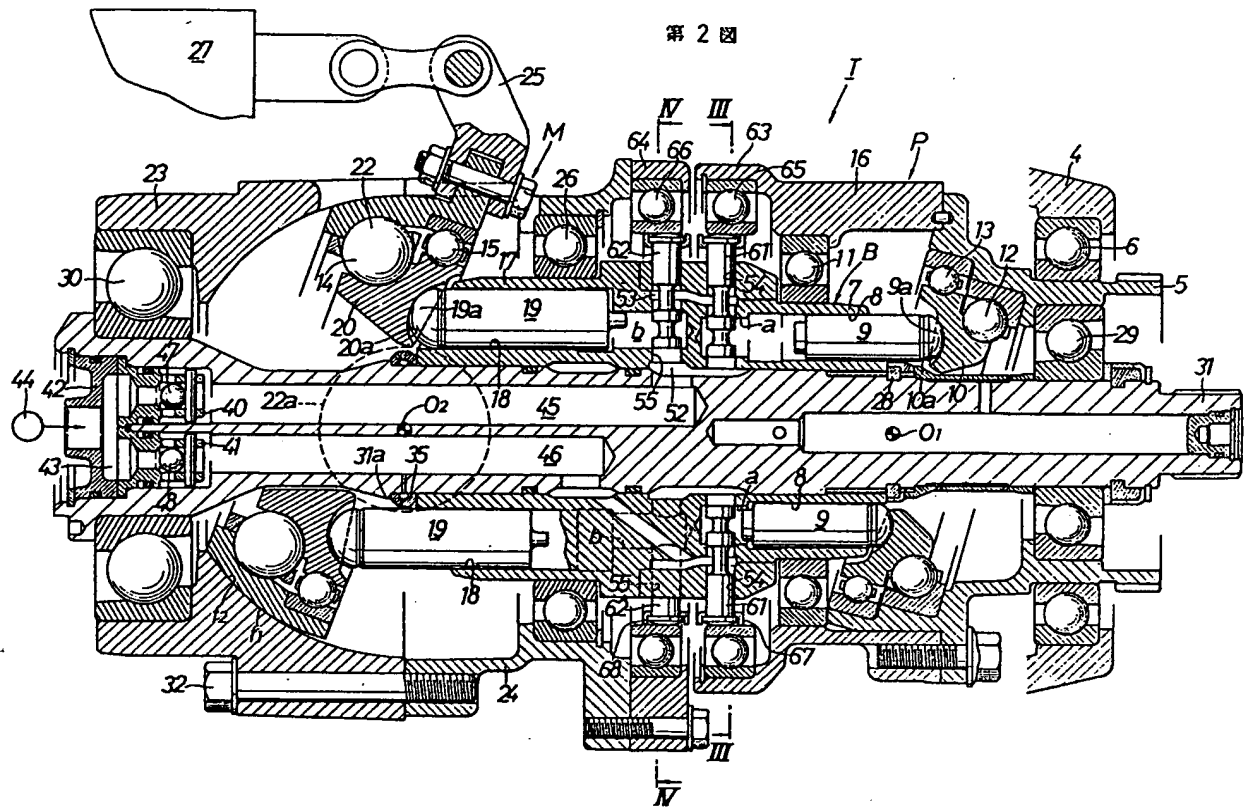
特許出願人 本田技研工業株式会社

代理人 弁理士 落 合 健

同 仁 木 一 明







第4図

